

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ivan Stanić

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Ivan Stanić

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc.dr.sc. Momiru Sjeriću na iskazanom strpljenju i korisnim savjetima. Također se zahvaljujem asistentima Mladenu Božiću, mag. ing. mech. i Anti Vučetiću, dipl. ing. na provedbi eksperimentalnih mjerenja izvršenih u Laboratoriju za motore i vozila.

Posebno se zahvaljujem mojoj užoj i široj obitelji, kao i djevojci na podršci i razumijevanju tijekom studiranja.

Ivan Stanić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Ivan Stanić**

Mat. br.: 0035194264

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

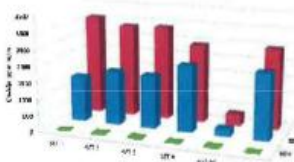
**Numerička simulacija emisije štetnih tvari iz eksperimentalnog
Ottovog motora**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**Numerical Simulation of Exhaust Gas Emission from the Experimental
Spark Ignition Engine**

Opis zadatka:

U Laboratoriju za motore i vozila FSB-a Dieslov motor Hatz 1D81 je prerađen u eksperimentalni Ottov motor. Eksperimentalni postav opremljen je mjernom opremom za mjerenje emisije štetnih tvari (NO_x, CO, HC) iz motora s unutarnjim izgaranjem. U svrhu numeričkog modeliranja emisije štetnih tvari potrebno je provesti primjenu i kalibraciju simulacijskog pod-modela za modeliranje emisije štetnih tvari primjenom modela radnog ciklusa motora u komercijalnom programskom paketu AVL BOOST-u.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Prikupiti postojeće eksperimentalne rezultate koji će se koristiti kao referentni podaci.
- Izraditi i opisati simulacijski model motora Hatz 1D81 koji će se koristiti u analizi.
- Provesti simulaciju procesa izgaranja primjenom tabličnog 2-Z modela izgaranja.
- Izvršiti kalibraciju pod-modela za modeliranje emisije štetnih tvari na razmatranim radnim točkama i usporediti simulacijske rezultate s izmjerima.
- Primijeniti 2-Z Vibe-ov model izgaranja uz primjenu prethodno kalibriranih konstanti modela za proračun emisije štetnih tvari.
- Prikazati i usporediti simulacijske rezultate s eksperimentalnima te iznijeti zaključke.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.
3. rok: 22. rujna 2017.

Predvideni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

M. Sjerić

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

Igor Balen

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	VI
SUMMARY	VII
1. UVOD.....	1
2. Eksperimentalni postav i mjerenje.....	4
2.1. Eksperimentalni postav	4
2.2. Mjerenje	5
3. Mehanizmi nastanka NO _x , CO i HC.....	8
3.1. Mehanizam računanja NO _x	8
3.2. Mehanizam računanja CO.....	9
3.3. Mehanizam računanja HC.....	10
4. Opis simulacijskog modela.....	13
5. Kalibracija simulacijskog modela.....	15
5.1. Kalibracija početnih parametara	15
5.2. Kalibracija emisijskih konstanti	19
5.3. Kalibracija Vibeovih parametara izgaranja.....	23
6. Prikaz rezultata i rasprava.....	28
7. ZAKLJUČAK.....	34
LITERATURA.....	35
PRILOZI.....	36

POPIS SLIKA

Slika 1.	Prosječan sastav nepročišćenih ispušnih plinova Ottovog motora (prije katalitičkog konvertera) [1]	1
Slika 2.	Prosječan sastav nepročišćenih ispušnih plinova Dieselovog motora [1]	2
Slika 3.	Tlak u cilindru u ovisnosti o kutu pretpaljenja na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	6
Slika 4.	Reakcije Zeldovichevog mehanizma [2]	8
Slika 5.	Reakcije i brzine reakcija mehanizma nastanka CO [2]	10
Slika 6.	Simulacijski model u AVL BOOST-u	13
Slika 7.	Shematski prikaz 2-Z podjele prostora izgaranja [3]	15
Slika 8.	Profil izmjerenog i simuliranog tlaka u usisnoj cijevi u taktu usisa za RT 9	17
Slika 9.	Srednji indicirani tlak u RT 9 nakon kalibracije	17
Slika 10.	Profil izmjerenog i simuliranog tlaka u cilindru na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$	18
Slika 11.	Profil izmjerenog i simuliranog tlaka u cilindru na brzini vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$	18
Slika 12.	Profil izmjerenog i simuliranog tlaka u cilindru na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	19
Slika 13.	Usporedba izmjerenih i emisija simuliranih s početnim vrijednostima parametara	21
Slika 14.	Usporedba izmjerenih i emisija simuliranih s početnim vrijednostima parametara	21
Slika 15.	Usporedba izmjerenih i emisija simuliranih s početnim vrijednostima parametara	22
Slika 16.	Utjecaj parametra oblika m na izgled Vibeove funkcije [1]	23
Slika 17.	Integrirana krivulja normalizirane brzine oslobađanja topline [1]	25
Slika 18.	Usporedba normalizirane oslobodene topline za radne točke na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$	26
Slika 19.	Usporedba normalizirane oslobodene topline za radne točke na brzini vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$	27
Slika 20.	Usporedba normalizirane oslobodene topline za radne točke na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	27
Slika 21.	Usporedba emisija NO_x po radnim točkama	28
Slika 22.	Usporedba emisija CO po radnim točkama	28
Slika 23.	Usporedba emisija HC po radnim točkama	29
Slika 24.	Simulacijske vrijednosti temperatura u cilindru u ovisnosti o kutu pretpaljenja na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$	30
Slika 25.	Usporedba temperatura izračunatih tabličnim modelom izgaranja i Vibeovom funkcijom u cilindru za brzinu vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$	31
Slika 26.	Usporedba temperatura izračunatih tabličnim modelom izgaranja i Vibeovom funkcijom u cilindru za brzinu vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$	31
Slika 27.	Usporedba temperatura izračunatih tabličnim modelom izgaranja i Vibeovom funkcijom u cilindru za brzinu vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	32
Slika 28.	Usporedba tlaka u cilindru za radne točke na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	33

POPIS TABLICA

Tablica 1. Specifikacije Hatz 1D81 motora	4
Tablica 2. Pregled radnih točaka na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$	7
Tablica 3. Pregled radnih točaka na brzini vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$	7
Tablica 4. Pregled radnih točaka na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	7
Tablica 5. Pregled emisijskih parametara.....	19
Tablica 6. Pregled emisijskih parametara po radnim točkama.....	22
Tablica 7. Pregled parametara Vibeovog modela izgaranja.....	26

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
HC	-	Ugljikovodik
NO _x	-	Dušikovi oksidi
NO	-	Dušikov monoksid
N ₂ O	-	Dušikov(I) oksid
CO	-	Ugljikov monoksid
CO ₂	-	Ugljikov dioksid
PM	-	Krute čestice
O ₂	-	Kisik
H	-	Vodik
OH	-	Vodikov oksid
N	-	Dušik
n	min ⁻¹	Brzina vrtnje motora
α	°KV	Kut zakreta koljenastog vratila
IMEP	bar	Srednji indicirani tlak
ROHR	J/°KV	Brzina oslobađanja topline
r _i	mol/cm ³ s	Brzina reakcije
c _i	mol/cm ³	Molna koncentracija
T	K	Temperatura
T _A	K	Temperatura aktivacije
a	-	Temperaturni esponent
k ₀	(cm ³ s)/mol	Specifična brzina kemijske reakcije
m _{procijep}	kg	Masa neizgorenih ugljikovodika u zoni procijepa
p	bar	Tlak u cilindru
V _{procijep}	M ³	Ukupni volumen procijepa
R	J/(kmolK)	Opća plinska konstanta
T _{klip}	K	Temperatura klipa
w _F	-	Maseni udio goriva u uljnom filmu
t	s	Vrijeme
r	m	Radijalna pozicija u uljnom filmu
D	m ² /s	Relativni koeficijent difuzije
v _f	cm ³ /mol	Molarni volumen ulja
μ	Pa s	Dinamička viskoznost ulja
λ	-	Faktor pretička zraka
ϑ _o	°KV	Pozicija koljenastog vratila koja odgovara 0% izgorenosti mase goriva
ϑ ₉₀	°KV	Pozicija koljenastog vratila koja odgovara 90% izgorenosti mase goriva

ϑ_{EVO}

°KV

Pozicija koljenastog vratila koja odgovara otvaranju
ispušnih ventila

SAŽETAK

Autoindustrija je jedna od najkompetitivnijih i najmasovnijih industrija na svijetu. Svake godine proizvede se više od 70 milijuna vozila pogonjenih motorima s unutarnjim izgaranjem i ta brojka se iz godine u godinu povećava. Tolika količina vozila proizvodi ogromne količine štetnih ispušnih plinova, a vremena kada se o utjecaju na okoliš nije vodilo računa davno su prošla. Motorna vozila podvrgnuta su sve strožim zakonskim propisima o smanjenju emisije štetnih plinova koji prisiljavaju industriju na sve veća ulaganja u razvoj novih tehnologija i prilagodbu proizvoda. Istodobno je pritisak konkurencije sve veći, vozila postaju jeftinija i proizvođači moraju smanjiti troškove na svim razinama, od razvoja do proizvodnje.

Provedba eksperimentalnih istraživanja u razvoju motora s unutarnjim izgaranjem izrazito je skupa i zahtjeva puno vremena. Napredak računalne tehnologije i programskih paketa omogućuje zamjenu eksperimentalnih istraživanja računalnim simulacijama koje štede vrijeme i novac. Jedan od takvih programa je i AVL BOOST koji je korišten u izradi ovog rada.

U svrhu provedbe računalne simulacije prikupljeni su postojeći eksperimentalni podaci na nekoliko radnih točaka na eksperimentalnom motoru Hatz 1D81 u Laboratoriju za motore i vozila, Fakulteta strojarstva i brodogradnje. Mjerenja su izvršena pri punom opterećenju, stehiometrijskom omjeru goriva i zraka i na brzinama vrtnje od 1000, 1600 i 2200 min⁻¹. U simulacijskom je modelu za kalibraciju konstanti emisije štetnih plinova korišten tablični 2-Z model izgaranja temeljen na brzini oslobađanja topline izmjerene u eksperimentu. Nakon kalibracije primijenjen je 2-Z Vibeov model izgaranja. Na kraju su prikazani i uspoređeni simulacijski rezultati s eksperimentalnima i izvedeni su zaključci o mogućnostima korištenja programskog paketa AVL BOOST u svrhu simulacije emisije štetnih plinova.

Ključne riječi: Ottov motor, emisija štetnih plinova, izgaranje, simulacija

SUMMARY

Auto industry is one of the most competitive and the most massive industries in the world. Every year, more than 70 million vehicles with internal combustion engines are produced and this figure increases year by year. That many vehicles produce huge amount of harmful exhaust gases, and the time has come to think about their impact on the environment. Motor vehicles are subject to increasingly stringent legislation on reducing emissions of pollutants that force the industry to invest more and more in the development of new technologies and product optimization. At the same time, the pressure of competition is increasing, cars are becoming cheaper and manufacturers have to cut costs at all levels, from development to production.

Implementing experimental research into the development of internal combustion engines is extremely expensive and requires a lot of time. The advancement of computing technology and software packages allows replacement of experimental research with computer simulations which save time and money. One such program is the AVL BOOST used in this work.

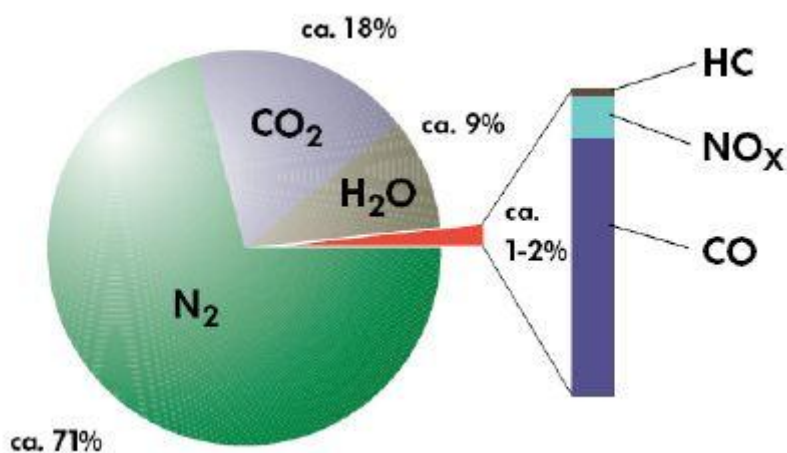
In order to run a computer simulation, existing experimental data were collected at several engine operating conditions on the Hatz 1D81 engine at the Engine and Vehicle Laboratory, at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture. Experimental data were collected at full load, stoichiometric air to fuel ratio and at speeds of 1000, 1600 and 2200 rpm. In the simulation model for the calibration of the emissions, a table 2-Z combustion model was used based on the rate of heat release measured in the experiment. In the end, simulated and experimental results were compared, and conclusions were drawn about the possibilities of using the AVL BOOST program package for the purpose of simulating the pollutant emission.

Key words: Spark ignition engine, pollutant emission, combustion, simulation

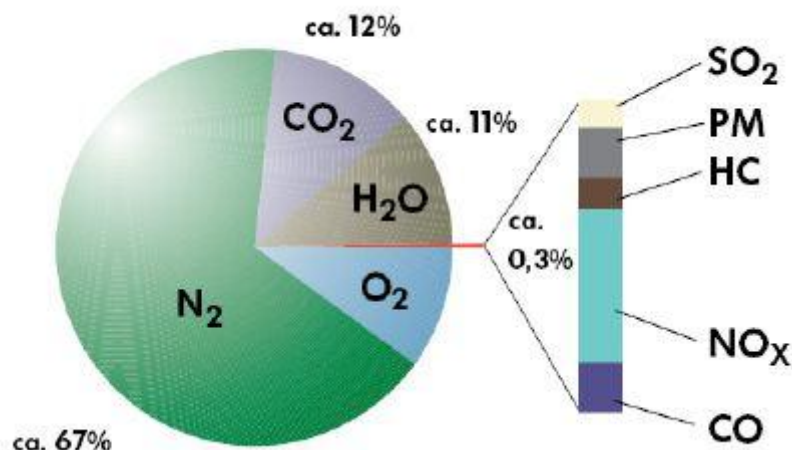
1. UVOD

Živimo u vremenu u kojem gotovo svaka obitelj ima barem jedan osobni automobil, nerijetko i dva ili više. U takvom vremenu, u kojem broj vozila s motorom s unutarnjim izgaranjem neprekidno raste, nužno je pitati se o štetnom utjecaju sveopće motorizacije društva i kako taj utjecaj smanjiti.

Motori s unutarnjim izgaranjem pretvaraju kemijsku energiju goriva u toplinsku energiju plinova koji svojom ekspanzijom daju mehanički rad na radilici motora [1]. Kao gorivo u velikoj većini koriste dizelsko i benzinsko gorivo. Iako se u posljednje vrijeme bilježi rast prodaje vozila na električni i hibridni pogon, njihov ukupni broj i dalje je zanemariv. U dizelskim i benzinskim gorivima najveći udio imaju ugljikovodici. Osim neškodljive vodene pare, glavni produkt izgaranja ovih goriva je ugljikov dioksid (CO_2) koji nije direktno štetan za čovjekovo zdravlje, ali povećanom koncentracijom u atmosferi doprinosi efektu staklenika i globalnom zatopljenju. Pored CO_2 i preko stotinu drugih različitih kemijskih spojeva, u ispušnim plinovima motora s unutarnjim izgaranjem nalaze se i neizgoreni ugljikovodici (HC), dušikovi oksidi (NO_x), ugljikov monoksid (CO) i krute čestice čađe (PM). Iako je njihov udio u ukupnoj količini ispušnih plinova vrlo malen (Slika 1. i 2.) ti štetni sastojci uzrokuju probleme po zdravlje čovjeka i onečišćenje okoliša.



Slika 1. Prosječan sastav nepročišćenih ispušnih plinova Ottovog motora (prije katalitičkog konvertera) [1]



Slika 2. Prosječan sastav nepročišćenih ispušnih plinova Dieselog motora [1]

Emisija štetnih spojeva iz ispušnih plinova (CO, NO_x, HC, PM) podvrgnuta je strogim ograničenjima koje autoindustriji postavljaju zakonodavci diljem zapadnog svijeta. Kako bi postigli zadane ciljeve u pogledu ograničenja emisije štetnih plinova, a istodobno zadovoljili uvjete tržišta, proizvođači motora s unutarnjim izgaranjem koriste se najmodernijim računalnim alatima koji im omogućuju optimiranje i simuliranje procesa izgaranja još u konceptualnoj fazi razvoja motora. Time se značajno štedi novac i vrijeme, a proizvodi mogu brže doći na tržište.

Napredak računalne tehnologije omogućio je pojavu velikog broja programa namijenjenih simulaciji procesa u motorima. Neki od njih koriste za simuliranje radnih ciklusa motora (tzv. 1-D/0-D simulacijski modeli). Alati poput AVL BOOST-a, GT-Power-a i Wave-a namijenjeni su dobivanju osnovnih termodinamičkih podataka, kao i za istraživanje utjecaja različitih vrijednosti parametara u motoru. Postoje i tzv. „Real-Time“ simulacije za testiranje upravljanja i programiranje računala motora. Takve zadatke među ostalima odrađuju AVL Cruise M, Wave RT i MatLAB. Za detaljnu simulaciju strujanja radnog medija i izgaranja unutar cilindra koriste se multi-dimenzijske CFD (eng. Computational Fluid Dynamics) simulacije za računalnu dinamiku fluida. Ovakve simulacije dobivaju se rješavanjem diferencijalnih jednadžbi složenim numeričkim metodama, a najpoznatiji programski paketi su AVL Fire, OpenFOAM, Vectis i Fluent.

U ovome radu korišten je komercijalni programski paket AVL BOOST i njegove termodinamičke simulacije radnog ciklusa. BOOST koristi 1-D simulacije za proračun strujanja radnog medija kroz usisne i ispušne cijevi i 0-D (termodinamičke) simulacije za izračun

oslobođene topline u cilindru i sastav ispušnih plinova. Ukupna količina oslobođene topline računa se kao umnožak količine goriva u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila i donje ogrjevne vrijednosti goriva. Za izračun brzine izgaranja korišteni su 2-Z (dvozonski) modeli izgaranja u kojima je prostor izgaranja podijeljen na izgorenu i neizgorenu zonu o čemu će više riječi biti u idućim poglavljima.

2. Eksperimentalni postav i mjerenje

2.1. Eksperimentalni postav

Simulacijski pod-model korišten u ovome radu je računalna preslika eksperimentalnog motora postavljenog u ispitnoj stanici u Laboratoriju za motore i vozila na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Riječ je o Hatz 1D81 motoru, volumena 667 cm^3 , koji je u originalu konstruiran za Dieslov način rada, ali je za potrebe raznih istraživanja prenamijenjen na Ottov način rada. Na mjesto brizgaljke postavljena je svjećica, a niskotlačna brizgaljka za benzin je postavljena u usisnu cijev. Kompresijski omjer smanjen je s 20,5:1 na 12:1 kako bi se izbjegla pojava detonantnog izgaranja. Geometrijski prostor izgaranja ostao je nepromijenjen.

Tablica 1. Specifikacije Hatz 1D81 motora

PROIZVOĐAČ	HATZ 1D81
Broj cilindara	1
Broj taktova	4
Broj ventila	2
Promjer cilindra	100 mm
Hod klipa	85 mm
Volumen cilindra	667 cm^3
Kompresijski omjer	12:1
Način ubrizgavanja goriva	u usisnu cijev

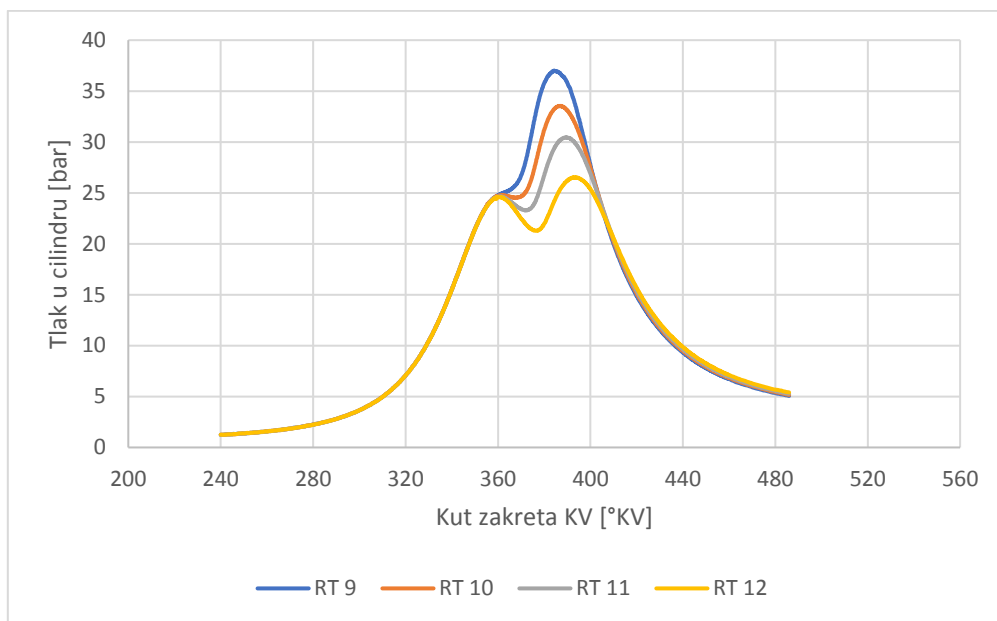
Ispitna stanica u kojoj je motor postavljen opremljena je sustavom za odvod ispušnih plinova i dovod svježeg zraka kako bi se osigurali povoljni uvjeti rada motora. Prostorija je zvučno izolirana, a postolje motora je elastično uležišteno radi sprječavanja širenja vibracija. Stanica je opremljena osjetnicima tlaka, temperature (ulja, rashladne tekućine, usisne smjese, ispušnih plinova i glave cilindra), analizatorima emisije ispušnih plinova, mjerачima protoka zraka i potrošnje goriva i motornom kočnicom koja simulira opterećenje motora.

Tlak u cilindru mjeri se piezoelektričnim senzorom *AVL GH14DK* s mjernom rezolucijom od $0,1 \text{ °KV}$, a tlak u usisnoj cijevi 60 mm prije usisnog ventila senzorom *AVL LP11DA* jednake mjerne rezolucije. Signali sa senzora prikupljeni su i obrađeni *AVL IndiSmart 612* mjernom

opremom i *Indicom* programom. Temperature su mjerene termoparovima tipa K. Za mjerenje emisija CO u ispušnom sustavu korišten je *Boschov ETT 8.55 EU* analizator, dok je za kontinuirano mjerenje emisije ugljikovodika korišten *Environnement GRAPHITE 52M* grijani FID analizator. Koncentracija dušikovih oksida u ispušnim plinovima mjerila se *ECM NO_x 5210t* analizatorom. Analizatori mjere udio neizgorenih ugljikovodika (HC) i dušikovih oksida (NO_x) u ppm (eng. *parts per million*), a koncentraciju ugljikovog monoksida (CO) u volumnim udjelima (%).

2.2. Mjerenje

U eksperimentalnom dijelu rada prikupljeni su podaci za 12 radnih točaka. Gorivo korišteno prilikom mjerenja je bezolovni i bez sumporni motorni benzin *INA BS 95 Class*. Tijekom mjerenja omjer goriva i zraka bio je stehiometrijski. Mjerenja su provedena na tri različite brzine vrtnje motora (1000, 1600 i 2200 min⁻¹), po četiri točke na svakoj brzini vrtnje, pri punom opterećenju. Točke na istoj brzini vrtnje se razlikuju po kutu pretpaljenja. Kut pretpaljenja prve točke na određenoj brzini vrtnje je najveći kut kod kojeg ne dolazi do detonantnog izgaranja. Ostali kutovi određeni su pomakom koljenastog vratila prema naprijed za 2 °KV. Na slici 3. prikazan je tlak u cilindru ovisno o točki paljenja na brzini vrtnje motora od 2200 min⁻¹.



Slika 3. Tlak u cilindru u ovisnosti o kutu pretpaljenja na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

Tijekom mjerenja snimljeni su dijagrami tlaka u cilindru i tlaka u usisnom kanalu. Također je izmjerena temperatura usisa i sastav ispušnih plinova za svaku radnu točku. Iz profila tlaka u cilindru primjenom prvog glavnog stavka termodinamike izračunava se brzina oslobađanja topline (eng. *Rate of heat release* – ROHR). Toplinski gubici pretpostavljeni su kroz stijenke prostora izgaranja primjenom Woschni korelacije za ukupni koeficijent prijelaza topline. Srednji indicirani tlak (eng. *Indicated mean effective pressure* – IMEP) kao mjera opterećenosti motora izračunava se integracijom osrednjenog profila tlaka u cilindru. Ti dijagrami korišteni su kasnije u kalibraciji simulacijskog pod-modela. Pregled radnih točaka podijeljenih po brzinama vrtnje motora dan je u tablicama 2, 3 i 4.

Tablica 2. Pregled radnih točaka na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

	RT 1	RT 2	RT 3	RT 4
Srednji tlak usisa (bar)	1,05	1,05	1,06	1,06
Srednja temperatura usisa (°C)	32,5	32,3	31,8	-
IMEP (bar)	9,21	8,83	8,24	7,60
Kut paljenja (°KV)	366	368	370	372

Tablica 3. Pregled radnih točaka na brzini vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$

	RT 5	RT 6	RT 7	RT 8
Srednji tlak usisa (bar)	0,97	0,97	0,97	0,97
Srednja temperatura usisa (°C)	-	28,8	28,1	-
IMEP (bar)	8,70	8,32	7,92	7,51
Kut paljenja (°KV)	358	360	362	364

Tablica 4. Pregled radnih točaka na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

	RT 9	RT 10	RT 11	RT 12
Srednji tlak usisa (bar)	0,92	0,92	0,92	0,92
Srednja temperatura usisa (°C)	27,3	-	-	-
IMEP (bar)	9,11	8,85	8,56	8,21
Kut paljenja (°KV)	353	355	357	359

3. Mehanizmi nastanka NO_x, CO i HC

Izgaranje je kemijska reakcija spajanja goriva i kisika iz zraka. Izgaranjem složeni ugljikovodici prelaze u stotine jednostavnijih spojeva, a energija pohranjena u vezama između dugačkih ugljikovodičnih lanaca oslobađa se u obliku topline. U cilindru rastu tlak i temperatura, izgorena smjesa se širi, potiskuje klip koji zakreće koljenasto vratilo i ostvaruje se efektivni rad. Od jednostavnih spojeva u ispušnim plinovima za ovaj završni rad bitni su NO_x, CO i HC. Njihov način računanja opisan je u sljedećim poglavljima.

3.1. Mehanizam računanja NO_x

Dušikov oksid NO zaslužan je za većinu emisija NO_x spojeva iz motora. Osim NO, u ispušnim plinovima može se najviše naći dušikovog dioksida NO₂, koji nastaje oksidacijom NO na temperaturama manjim od 800°C, ali se pri višim temperaturama raspada. Nastanak NO najčešće se opisuje Zeldovichevim mehanizmom prikazanim na slici 4:

	Stoichiometry	Rate $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-E_a}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ ,mol,s]	a [-]	T_A [K]
R1	N ₂ + O = NO + N	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4.93E13	0.0472	38048.01
R2	O ₂ + N = NO + O	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1.48E08	1.5	2859.01
R3	N + OH = NO + H	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4.22E13	0.0	0.0
R4	N ₂ O + O = NO + NO	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4.58E13	0.0	12130.6
R5	O ₂ + N ₂ = N ₂ O + O	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	OH + N ₂ = N ₂ O + H	$r_6 = k_2 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9.14E07	1.148	36190.66

Slika 4. Reakcije Zeldovichevog mehanizma [2]

Dušik je inertan plin, ne gori niti podržava gorenje. Da bi dušik reagirao s kisikom, potrebna je visoka temperatura. Iznad 1300°C molekula kisika se raspada, a slobodni atomi

napadaju molekulu dušika i započinju niz reakcija prikazane na slici 4. BOOST za računanje brzine nastajanja NO koristi jednadžbu:

$$r_{NO} = C_{PPM} \cdot C_{KM} \cdot 2 \cdot (1 - \alpha^2) \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \frac{r_4}{1 + AK_4}, \quad (1)$$

gdje je:

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}} \frac{1}{C_{PostProcMulti}},$$

$$AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}, \quad (2)$$

$$AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}.$$

Osim emisija NO, BOOST računa i emisije dušikovog(I)oksida (N₂O) prema jednadžbi (3) koje pridodaje ukupnim emisijama dušikovih oksida.

$$c_{N_2O} = 1,1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,6125} \cdot e^{\left(\frac{9471,6}{T}\right)} \cdot c_{N_2} \cdot \sqrt{p_{O_2}} \quad (3)$$

U prethodnim jednadžbama c predstavlja molarnu koncentraciju u ravnotežnom stanju, C_{PPM} stoji za *Post Processing Multiplier*, C_{KM} za *Kinetic Multiplier*, a r_i predstavlja brzine odvijanja reakcija u Zeldovichevom mehanizmu. C_{PPM} i C_{KM} su parametri u BOOST-u o kojima će više riječi biti u idućim poglavljima.

3.2. Mehanizam računanja CO

Ugljikov monoksid CO nastaje nepotpunim izgaranjem ugljika zbog nedostatka kisika. Do stvaranja CO dolazi i u situacijama kada motor radi sa siromašnom smjesom (kada u smjesi ima i više nego dovoljno kisika za potpuno izgaranje) zbog nedovoljno dobrog miješanja smjese. Tada na nekim mjestima u prostoru izgaranja ima viška kisika, a na nekim ga nema dovoljno. BOOST prilikom računanja emisija CO u obzir uzima reakcije prikazane na slici 5.

	Stoichiometry	Rate
R1	$\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102.0}\right)} \cdot c_{\text{CO}} \cdot c_{\text{OH}}$
R2	$\text{CO} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{O}$	$r_2 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055.0}{T}\right)} \cdot c_{\text{CO}} \cdot c_{\text{O}_2}$

Slika 5. Reakcije i brzine reakcija mehanizma nastanka CO [2]

Konačna brzina nastanka CO računa se preko izraza:

$$r_{\text{CO}} = C_{\text{Const}} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha), \quad (4)$$

gdje je:

$$\alpha = \frac{c_{\text{CO,act}}}{c_{\text{CO,eq}}}. \quad (5)$$

U prethodnim jednadžbama r_1 i r_2 predstavljaju brzine odvijanja reakcija na slici 5, c molarnu koncentraciju, a C_{Const} predstavlja kalibracijski parametar.

3.3. Mehanizam računanja HC

U Ottovim motorima neizgoreni ugljikovodici HC imaju više izvora nastanka. Još uvijek ne postoji potpuni opis njihova nastanka, a predviđanje njihovog izgaranja termodinamičkim pristupom spriječeno je temeljnim pretpostavkama i mogućnostima računanja. Ipak, predloženi su određeni mehanizmi koji njihov nastanak povezuju s uvjetima rada motora:

1. Mali dijelovi smjese ulaze u zone procijepa u prostoru izgaranja i ostaju neizgoreni jer se plamen ugasi na ulazu u procijepe.
2. Uljni film na stjenkama prostora izgaranja upija pare goriva tijekom usisa i kompresije. Nakon pada tlaka u cilindru molekule goriva izlaze iz uljnog filma i odlaze dalje u ispuh.
3. Neizgoreni slojevi goriva uz stjenke cilindra zbog gašenja fronte plamena prije dolaska do same stjenke.

4. Djelomično izgaranje ili potpuni izostanak izgaranja zbog loše smjese.
5. Bježanje smjese u ispuh tijekom prekrivanja ventila.

Prva dva mehanizma, posebno nastanak procijepa, smatraju se najodgovornijim za emisije HC. Proces nastanka neizgorenih ugljikovodika u zoni procijepa opisan je pod pretpostavkom jednakog tlaka u cilindru i procijepima i jednake temperature smjese u procijepu i površine klipa. Masa smjese u procijepu u bilo kojem trenutku opisana je jednačom:

$$m_{procijep} = \frac{p \cdot V_{procijep} \cdot M}{R \cdot T_{klip}}, \quad (6)$$

gdje je $m_{procijep}$ masa neizgorene smjese u procijepu, p tlak u cilindru, $V_{procijep}$ volumen procijepa, M molekularna masa neizgorene smjese, R plinska konstanta, T_{klip} temperatura klipa.

Drugi značajni način pojave ugljikovodika u ispušnim plinovima je njihova difuzija u uljni sloj pod utjecajem visokog tlaka u taktu kompresije. Prilikom ispuha, kada je tlak u cilindru nizak, otopljeni ugljikovodici izlaze iz uljnog filma i odlaze u ispuh. Ovaj mehanizam odvija se pod pretpostavkama da je uljni film jednake temperature kao i stjenke cilindra, u sastavu goriva samo je jedna vrsta ugljikovodika, gorivo je potpuno isparilo, ulje predstavlja spoj skvalan ($C_{30}H_{62}$) kojeg su svojstva slična mazivu SAE5W20, poprečno strujanje preko uljnog filma je zanemareno, a mogućnost difuzije je ograničavajući faktor zbog toga što je koeficijent difuzije u tekućem stanju 10^4 puta manji od koeficijenta difuzije u plinovitom stanju za istu tvar. Radijalna distribucija goriva u uljnom filmu računa se rješavajući jednačbu:

$$\frac{\partial w_F}{\partial t} - D \frac{\partial^2 w_F}{\partial r^2} = 0, \quad (7)$$

gdje je w_F maseni udio goriva u uljnom filmu, t vrijeme, r je udaljenost od stjenke, a D predstavlja relativni koeficijent difuzije. Koeficijent difuzije D računa se jednačom:

$$D = 7,4 \cdot 10^{-8} \cdot M^{0,5} \cdot T \cdot v_f^{-0,6} \cdot \mu^{-1}, \quad (8)$$

u kojoj M predstavlja molarnu masu ulja, T temperaturu ulja, v_f molarni volumen goriva u normalnim uvjetima vrenja, a μ viskoznost ulja.

Neizgorene zone goriva uz stjenke cilindra i efekt djelomičnog izgaranja ne mogu se fizikalno opisati u kvazi-dimenzijskim pristupom, ali se mogu uključiti u model izgaranja usvajanjem polu-empirijskih odnosa primjenom jednadžbe:

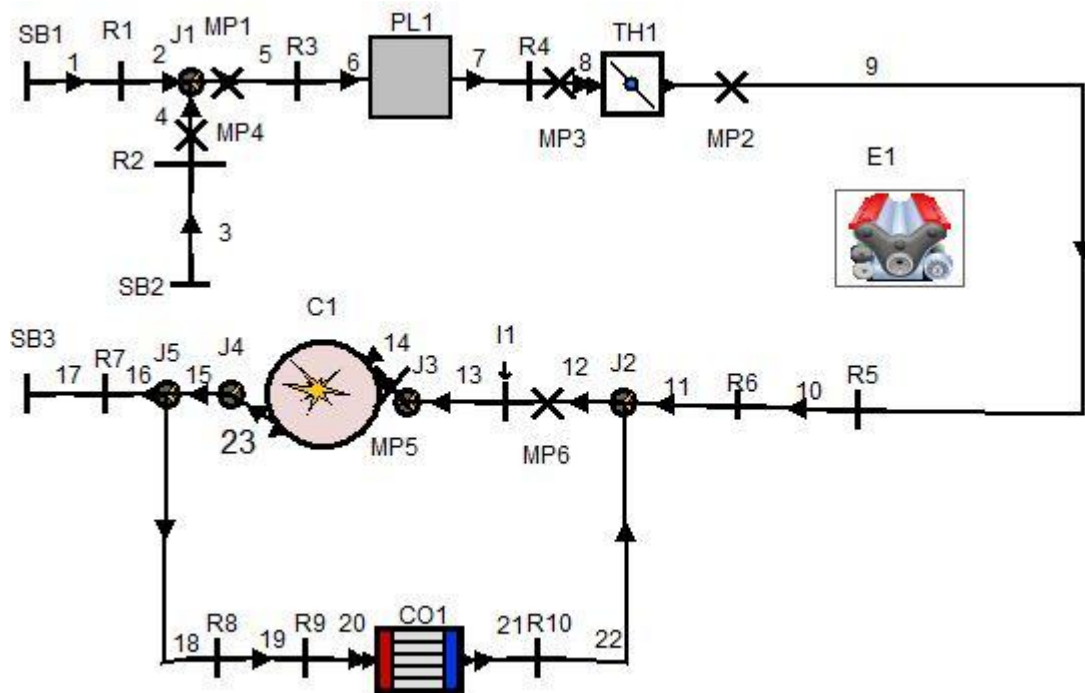
$$\begin{aligned}
 F_{prob} &= P \cdot C_1 \left[\frac{\vartheta_{EVO} - \vartheta_0}{C_2 (\vartheta_0 - \vartheta_0)} \right], \\
 C_1 &= 0,0032 + \frac{\Phi - 1}{22}, \Phi < 1, \\
 C_1 &= 0,003 + [(\Phi - 1) \cdot 1,1]^4, \Phi > 1, \\
 C_2 &= 0,35, \\
 \Phi &= \frac{1}{\lambda},
 \end{aligned} \tag{9}$$

gdje je P kalibracijski parametar djelomičnog izgaranja (*HC partial burn P*), λ faktor pretička zraka, ϑ_0 trenutak u kojem je izgorjelo 0% mase goriva, ϑ_{90} trenutak u kojem je izgorjelo 90% mase goriva, a ϑ_{EVO} trenutak otvaranja ispušnih ventila.

4. Opis simulacijskog modela

Programski paket AVL BOOST sastoji se od interaktivnog pretprocesora koji služi za pripremu i definiranje podataka u glavni računalni program i interaktivnog postprocesora za analizu simulacijskih rezultata. Pretprocesor BOOST-ovog grafičkog sučelja sadrži urednik modela i opcije za upis potrebnih podataka. Rješavač pretvara dizajnirani grafički model u matematički i provodi simulaciju zadanog modela na radnim točkama.

Računalni model motora dizajnira se odabirom potrebnih elemenata koji se zatim povežu potrebnim cijevima. Prije nego se krene u izradu simulacijskog modela potrebno je izmjeriti dimenzije svih elemenata koji se nalaze u eksperimentalnom postavu. Nakon što se definira geometrija cijevi i odrede opće karakteristike pojedinih elemenata može se pristupi izradi simulacijskog modela koji je prikazan na Slika 6.



Slika 6. Simulacijski model u AVL BOOST-u

Simulacijski model omeđen je granicama sustava SB1, SB2, SB3. U njima se postavljaju rubni uvjeti poput temperature i tlaka i određuju se protoci zraka. Granice sustava omogućuju vezu između proračunskog modela i pretpostavljenog okoliša.

Spremnik za smirivanje oscilacija tlaka predstavljen je volumenom PL1. Zaklopka za snagu je predstavljena elementom TH1 u kojoj su definirani koeficijenti protoka u ovisnosti o kutu otvorenosti zaklopke. Kod punog opterećenja kut otvorenosti zaklopke iznosi 90° , a koeficijent protoka je 0.7264.

Cijevni elementi od 18 do 22 skupa s hladnjakom CO1 i restriktorima R8, R9 i R10 predstavljaju sustav za povrat ispušnih plinova (eng. *Exhaust gas recirculation* – EGR). U ovome modelu koeficijenti protoka na ventilima R8 i R10 jednaki su nula, što znači da je ta grana zatvorena jer se prilikom prikupljanja eksperimentalnih podataka nije koristio povrat ispušnih plinova.

Element I1 predstavlja brizgaljku smještenu u usisnoj cijevi, 100 mm od usisnog ventila. Za brizgaljku je potrebno dodati mjernu točku (MP6) jer je za opskrbu gorivom odabrana opcija „*Ratio control*“ kojom se količinu ubrizganog goriva računa preko omjera goriva i zraka i protoka zraka na mjestu mjerne točke MP6. Brizgaljka je namještena na kontinuirano ubrizgavanje što znači da ubrizgava gorivo tokom cijelog ciklusa.

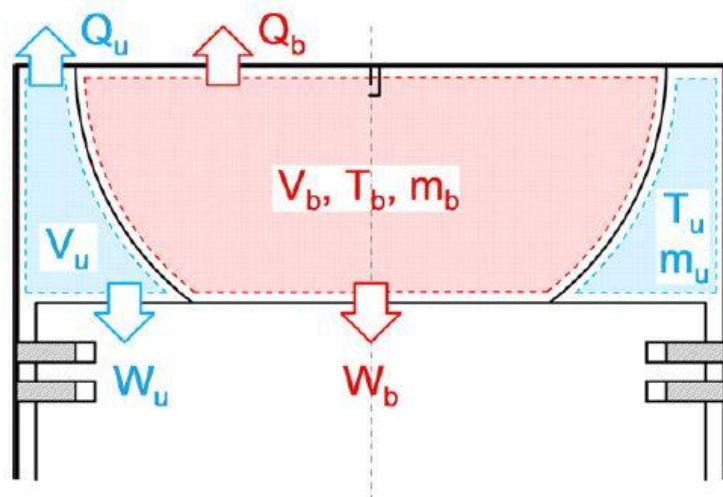
U cilindru C1 određuje se geometrija prostora, promjer cilindra, hod klipa, kompresijski omjer i ostali podaci dobiveni od proizvođača. Za prijelaz topline u cilindru odabran je Woschniev model iz 1990. g. [2]. Za proračun mehaničkih gubitaka u motoru korišten je Patton, Nitsche, Heywood model trenja [2] prema kojem srednji tlak mehaničkih gubitaka raste s povećanjem brzine vrtnje motora.

Elementi R1 - R7 predstavljaju razne otpore strujanju kao što su nagle promjene promjera cijevi i ventile kojima se regulira protok zraka. MP1 - MP4 su mjerne točke na kojima se može mjeriti pad tlaka prilikom strujanja, brzina strujanja, promjena temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Mjerna točka MP5 predstavlja mjerni senzor *AVL LP11DA* kojim se mjeri tlak u usisnoj cijevi 60 mm prije usisnog ventila.

5. Kalibracija simulacijskog modela

5.1. Kalibracija početnih parametara

Nakon dizajniranja simulacijskog modela pristupa se njegovoj kalibraciji kako bi se što vjernije oponašao rad stvarnog motora. Prilikom kalibracije korišten je tablični dvozonski (2-Z) model izgaranja. U 2-Z modelu izgaranja prostor izgaranja podijeljen je na izgorenu i neizgorenu zonu kao što je prikazano na Slika 7. Plamen je zamišljen kao sferna površina infinitezimalne debljine, koja se širi u prostor izgaranja prema neizgorenoj zoni. Zbog jednostavnosti pretpostavlja se da nema izmjene topline između zona. I izgorena i neizgorena zona homogene su mješavine idealnih plinova različitog sastava: neizgorena se sastoji samo od smjese goriva i zraka, a izgorena je mješavina produkata izgaranja. Zone imaju međusobno različite temperature koje su konstantne unutar svake zone. Tlak je jedinstven unutar cijelog cilindra.



Slika 7. Shematski prikaz 2-Z podjele prostora izgaranja [3]

Međudjelovanje zona opisano je prvim glavnim stavkom termodinamike:

$$\begin{aligned} \frac{dm_i u_i}{d\alpha} &= -p_c \frac{dV_i}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{Q_{W,i}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_i}{d\alpha} - h_{BB,i} \frac{dm_{BB,i}}{d\alpha}, \\ \frac{dm_n u_n}{d\alpha} &= -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{Q_{W,u}}{d\alpha} - h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,n} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha}, \end{aligned} \quad (10)$$

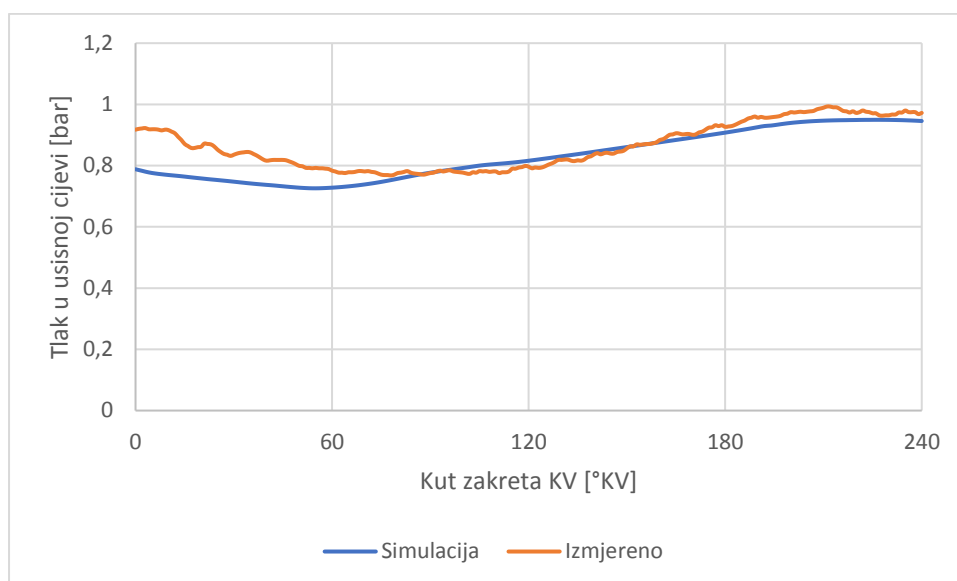
gdje dm_u predstavlja promjenu unutarnje energije, $p_c \frac{dV}{d\alpha}$ rad na klip, $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ toplinu unesenu gorivom, $\frac{dQ_W}{d\alpha}$ gubitke kroz stijenke cilindra, $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ gubitak entalpije uslijed strujanja pokraj klipa, a $h_u \frac{dm_b}{d\alpha}$ predstavlja tok entalpije iz neizgorene u izgorenu zonu zbog izgaranja svježeg smjese u produkte. Indeks i odnosi se na izgorenu smjesu, a indeks n na neizgorenu. Uz prvi glavni stavak, u obzir se mora uzeti i suma volumena dviju zona koja mora biti jednaka volumenu cjelokupnog prostora izgaranja:

$$\begin{aligned} \frac{dV_i}{d\alpha} + \frac{dV_n}{d\alpha} &= \frac{dV}{d\alpha}, \\ V_i + V_n &= V. \end{aligned} \tag{11}$$

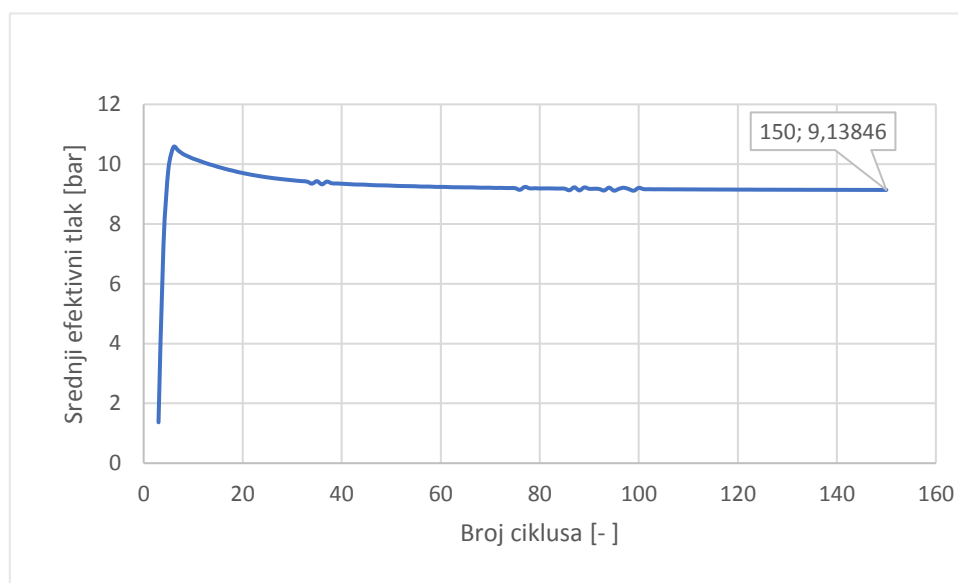
Kod tabličnog modela izgaranja BOOST izračunava tlak i temperaturu u cilindru iz normalizirane brzine oslobađanja topline u ovisnosti o kutu zakreta KV (NormROHR, [1/°KV]) koju korisnik unosi u tablicu. Brzinu oslobađanja topline dobije se iz profila tlaka u cilindru, izmjerenog u eksperimentu, primjenom prvog glavnog stavka termodinamike.

Kalibracija se odvijala na način da se podešavao koeficijent protoka ventila na usisu (označen R2 na Slika 6.) kako bi se dobila što točnija srednja vrijednost tlaka izmjerenog u usisnoj cijevi 60 mm od usisnog ventila u taktu usisa. Kalibracija je prvo napravljena za RT 9 zbog najvećeg kuta paljenja i najveće brzine vrtnje. Model je potrebno kalibrirati na najvećoj brzini vrtnje kako bi se izbjegla mogućnost zagušenja motora, odnosno preniske srednje vrijednosti tlaka na višim brzinama u slučaju da se koeficijent protoka prvo odredi na nižim brzinama vrtnje motora.

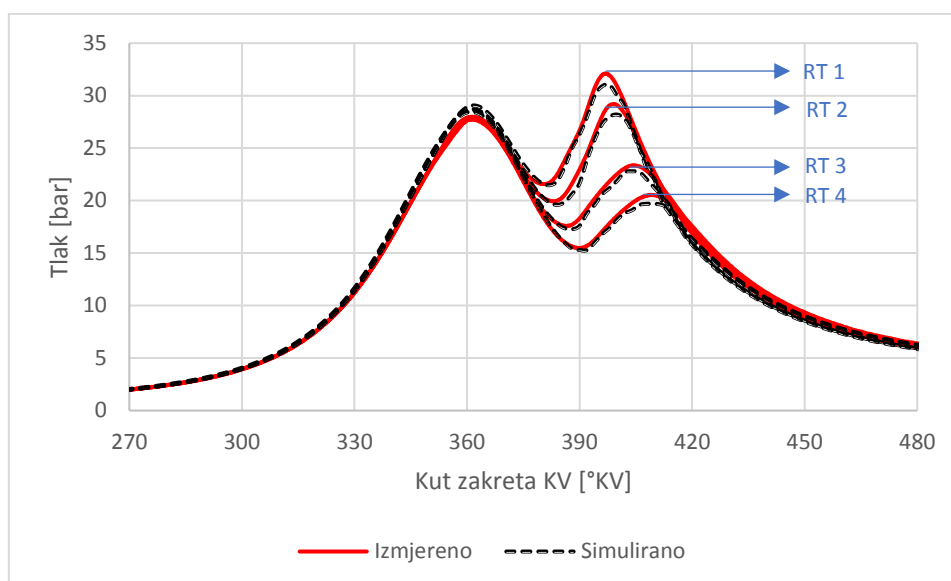
S dobro odabranim koeficijentom protoka na restriktoru R2 (koeficijent protoka iznos 0.0205 za sve radne točke) i pogođenim profilom tlaka u MP5, neminovno je pogođen profil tlaka u cilindru i konačni iznos IMEP-a, što je pokazano za radnu točku RT 9 na slikama 8 i 9. Na grafovima na slikama 10., 11. i 12. prikazane su usporedbe izmjerenih profila tlaka u cilindru i onih dobivenih tabličnim modelom izgaranja. Vidljivo je da se profili tlaka dobro podudaraju, čime se pokazuje dobro predviđanje modela u kontekstu stupnja punjenja i proračuna dinamike plinova u usisnim cijevima. Razlog za tako mali koeficijent protoka je u činjenici što je usisni sustav predimenzioniran za postavljeni motor.



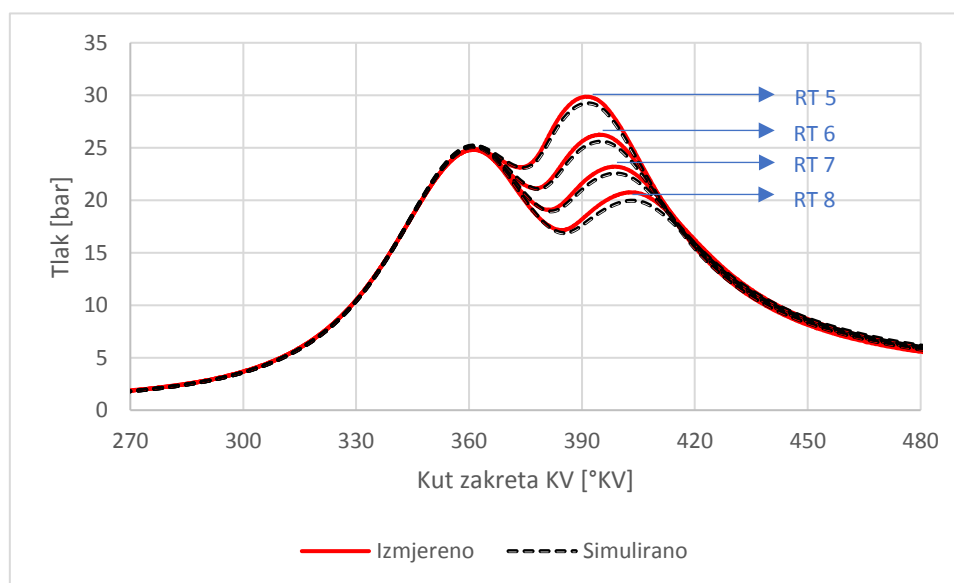
Slika 8. Profil izmjereneog i simuliranog tlaka u usisnoj cijevi u taktu usisa za RT 9



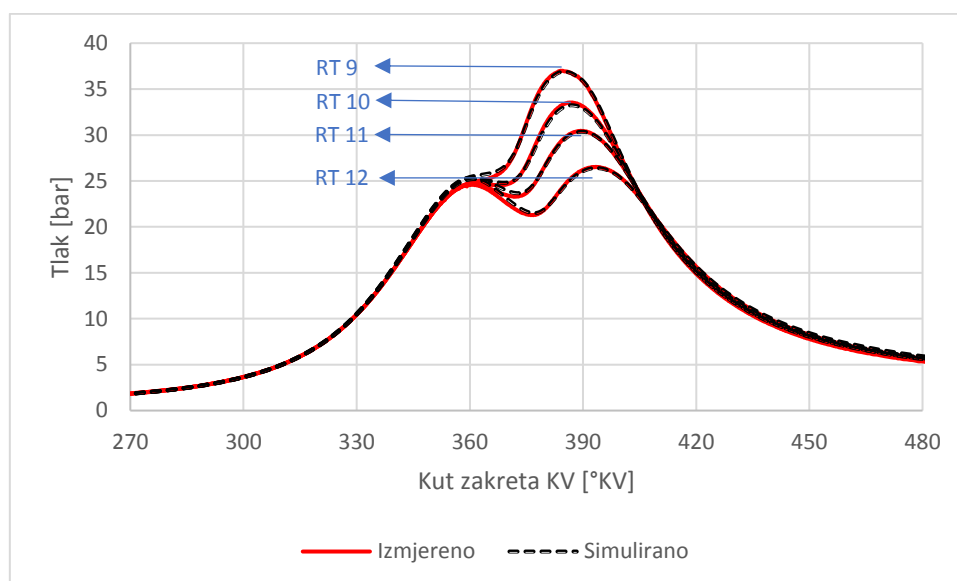
Slika 9. Srednji indicirani tlak u RT 9 nakon kalibracije



Slika 10. Profil izmjereneog i simuliranog tlaka u cilindru na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$



Slika 11. Profil izmjereneog i simuliranog tlaka u cilindru na brzini vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$



Slika 12. Profil izmjerenog i simuliranog tlaka u cilindru na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

5.2. Kalibracija emisijskih konstanti

Nakon utvrđenih općih parametara simulacijskog modela potrebno je odrediti konstante emisije kako bi se simulirane emisije izjednačile s izmjerenima. Za svaku vrstu emisijskih plinova BOOST nudi više kalibracijskih parametara. Pregled parametara i njihovi preporučeni početni iznosi prikazani su u Tablica 5.

Tablica 5. Pregled emisijskih parametara

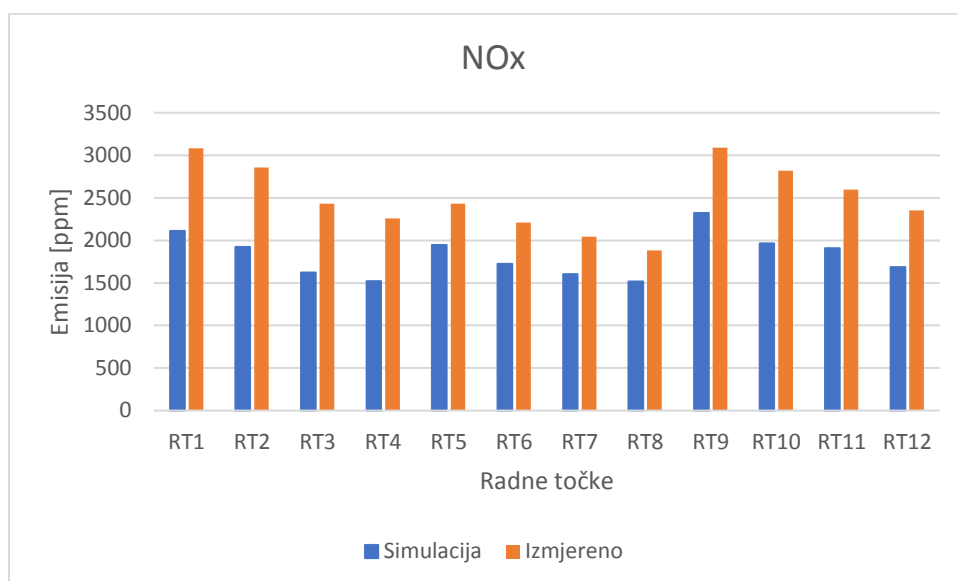
Parametar	Iznos	Mjerna jedinica
NO_x Kinetic Multiplier	1	-
NO_x Postprocessing Multiplier	0.64	-
CO Kinetic Multiplier	1	-
HC Crevice height	5	mm
HC Crevice gap	0,1	mm
HC Oilfilm thickness	0,005	mm

HC postoxidation multiplier	1	-
HC postoxidation E	18790	K
HC postoxidation f	0,3	-
HC partial burn P	1	-

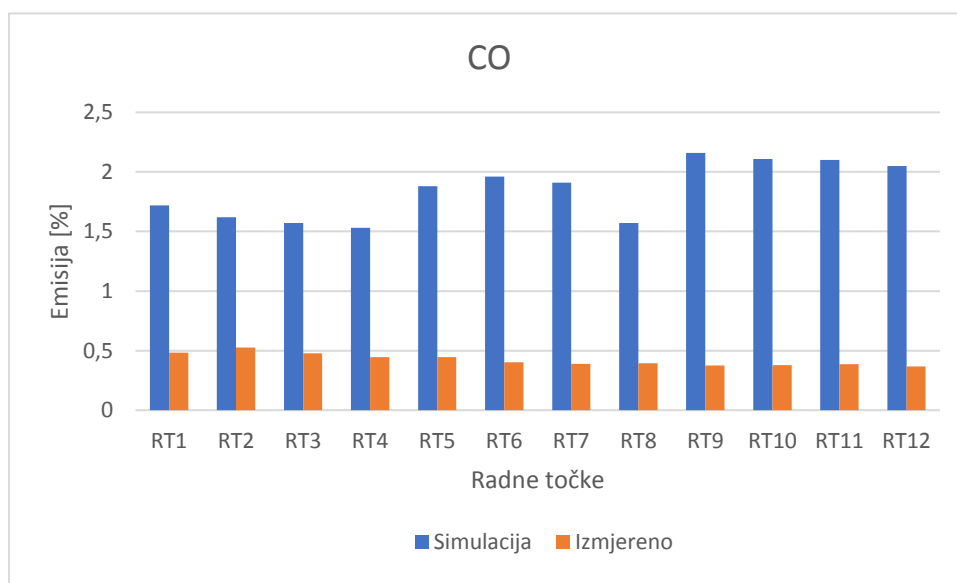
Tijekom kalibracije utvrđeno je da neki parametri imaju više utjecaja na iznos emisija od drugih. Tako na primjer NO_x Kinetic Multiplier vrlo malo utječe na iznos emisija dušikovih oksida, dok NO_x Postprocessing Multiplier značajno mijenja krajnji rezultat. Razlogu tomu nalazimo u jednadžbi (1) u kojoj se NO_x Postprocessing Multiplier nalazi pod eksponentom, što povećava njegov utjecaj.

Kod emisija neizgorenih ugljikovodika zadržane su početne vrijednosti parametara koji se odnose na veličinu procijepa u koje bježe molekule ugljikovodika (Crevice height i Crevice gap). Također su zadržane vrijednosti debljine uljnog filma (Oilfilm thickness) i temperature aktivacije postoksidacije (HC postoxidation E). Od ostalih parametara otkriveno je da najviše utjecaja na iznos emisija HC ima HC partial burn P, dok druga dva faktora (HC postoxidation multiplier i HC postoxidation f) imaju zanemarivi utjecaj.

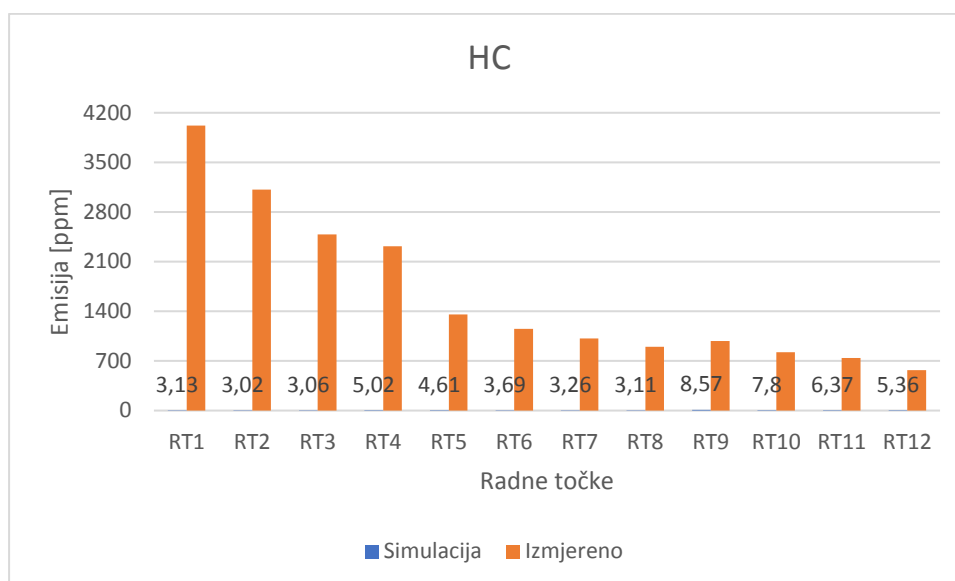
Prvi korak kalibracije emisijskih parametara bio je pokrenuti simulaciju s njihovim početnim vrijednostima i analizirati rezultate. Utvrđeno je da iznosi emisija simuliranih s preporučenim početnim vrijednostima parametara značajno odstupaju od izmjerenih u svim radnim točkama, što je pokazano u dijagramima na slikama 13, 14. i 15. Brojevi iznad podataka u dijagramu za emisiju HC označavaju koncentraciju neizgorenih ugljikovodika koja se ne vidi najbolje u dijagramu zbog prevelike razlike u koncentracijama.



Slika 13. Usporedba izmjerenih i emisija simuliranih s početnim vrijednostima parametara



Slika 14. Usporedba izmjerenih i emisija simuliranih s početnim vrijednostima parametara



Slika 15. Usporedba izmjerenih i emisija simuliranih s početnim vrijednostima parametara

Nakon toga započeta je kalibracija kroz proces iteracije za svaku točku pojedinačno. Na kraju su dobivene vrijednosti kalibracijskih parametara prikazane u tablici 6, a usporedba emisija prikazana je na dijagramima na slikama 21, 22 i 23.

Tablica 6. Pregled emisijskih parametara po radnim točkama

	NO_x Postprocessing Multiplier	CO Kinetic Multiplier	HC partial burn P
RT 1	0,92	11,7	7800
RT 2	0,98	10,80	3300
RT 3	0,96	6,90	800
RT 4	0,95	5,00	460
RT 5	0,80	10,85	4400
RT 6	0,82	8,30	1300
RT 7	0,81	6,31	600
RT 8	0,80	4,50	290
RT 9	0,85	16,39	30000
RT 10	0,90	4,24	11000
RT 11	0,88	11,36	4000
RT 12	0,90	6,50	1500

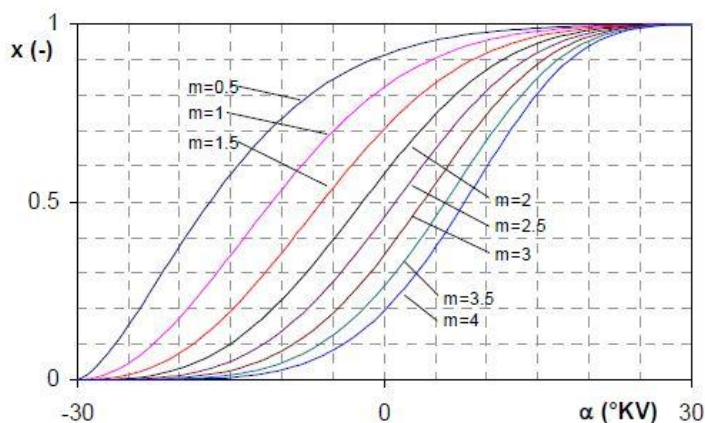
5.3. Kalibracija Vibeovih parametara izgaranja

Matematički model Vibeove teorije izgaranja omogućuje proračun toka izgaranja stvarnog procesa u cilindru motora. U ovome radu korišten je dvozonski Vibeov model izgaranja, koji je istovjetan jednozonskom. Vibeova funkcija za utrošak mase goriva tijekom izgaranja glasi:

$$x(t) = \frac{m_G(t)}{m_{G,proc}} = 1 - e^{-a \left(\frac{t}{t_{izg}} \right)^{m+1}}, \quad (12)$$

gdje je $m_G(t)$ masa goriva koja je izgorjela od početka izgaranja ($t = 0$) do promatranog trenutka t , $m_{G,proc}$ ukupna masa goriva u cilindru po procesu, a je parametar koji karakterizira savršenost izgaranja, t vrijeme koje je proteklo od početka izgaranja, t_{izg} ukupno vrijeme trajanja izgaranja, a m predstavlja Vibeovu značajku izgaranja.

Značajka izgaranja m određuje oblik Vibeove funkcije izgaranja goriva (Slika 16). Vrijednost značajke m određuje se analizom snimljenih indikatorskih dijagrama, odnosno na temelju iskustva. Značajka m ovisi o vrsti motora te o obliku prostora izgaranja, stoga se u priručniku za BOOST naziva i parametrom oblika (eng. *Shape parameter*).



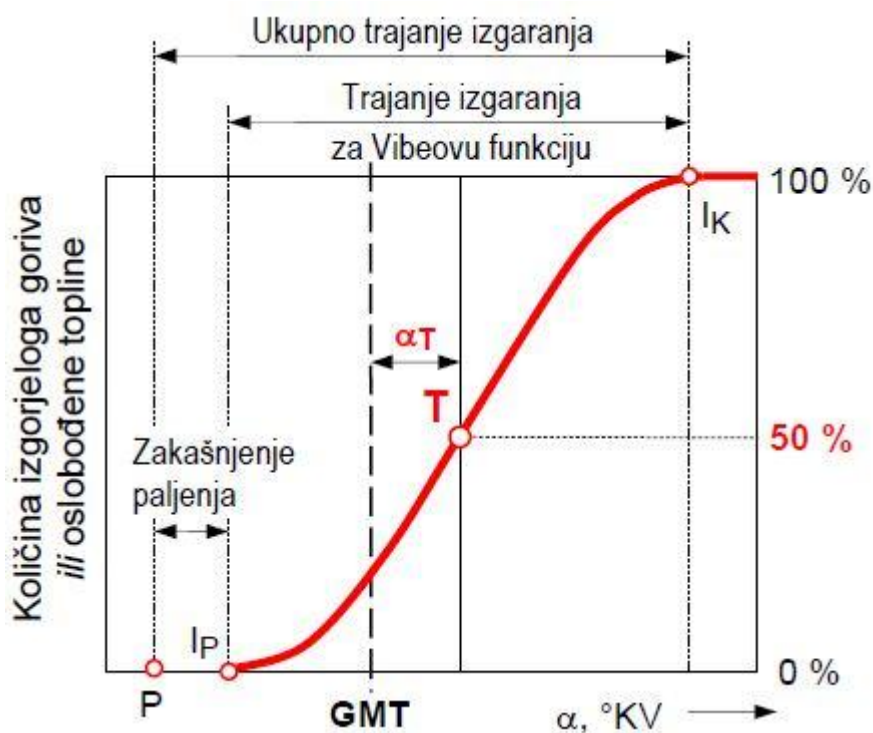
Slika 16. Utjecaj parametra oblika m na izgled Vibeove funkcije [1]

Kako je oslobođena toplina jednaka umnošku mase izgorjelog goriva i donje ogrjevne vrijednosti: $Q(t) = m_G(t) \cdot H_d$, Vibeova funkcija ujedno pokazuje i oslobađanje topline za

vrijeme izgaranja. Ukupna toplina oslobođena kod izgaranja jednaka je toplini dovedenoj u proces $Q_{izg} = Q_1$. Međutim jedan dio Q_{stj} gubi se prolazom kroz stjenke koje omeđuju prostor izgaranja pa je toplina Q_{zagr} koja se troši na zagrijavanje plinova u cilindru manja:

$$Q_{zagr} = Q_{izg} - Q_{stj}. \quad (13)$$

U Vibeovom načinu izgaranja BOOST od korisnika traži unos kuta početka izgaranja, trajanje izgaranja, vrijednost parametra oblika m i parametar a . Početna vrijednost parametra a za potpuno izgaranje iznosi 6,9 i ta vrijednost nije promijenjena. Početak izgaranja određen je trenutkom preskakanja iskre na svjećici plus zakašnjenje paljenja od 0,2 ms. Trajanje izgaranja i parametar m određeni su na integriranoj krivulji normalizirane brzine oslobađanja topline. Trajanje izgaranja određeno je vremenom od početka izgaranja do trenutka u kojem je izgorjelo 95% mase u cilindru. Za određivanje parametra oblika m prvo je određen kut kod koje je izgorjelo 50% mase u cilindru. Zatim je promjenom vrijednosti parametra m tražen oblik Vibeove funkcije kod kojeg se krivulja izgaranja goriva za 50% izgorene smjese najviše približava tom kutu. Na slici 17. grafički su prikazane ključne točke kod parametrizacije Vibeovog modela izgaranja uz razliku što je za kraj izgaranja odabran kut kod kojeg je izgorjelo 95% mase goriva, a ne 100% kako je prikazano na slici. P je trenutak preskakanja iskre, I_P je trenutak izgaranja, T je težište izgaranja, a I_K je kraj izgaranja.

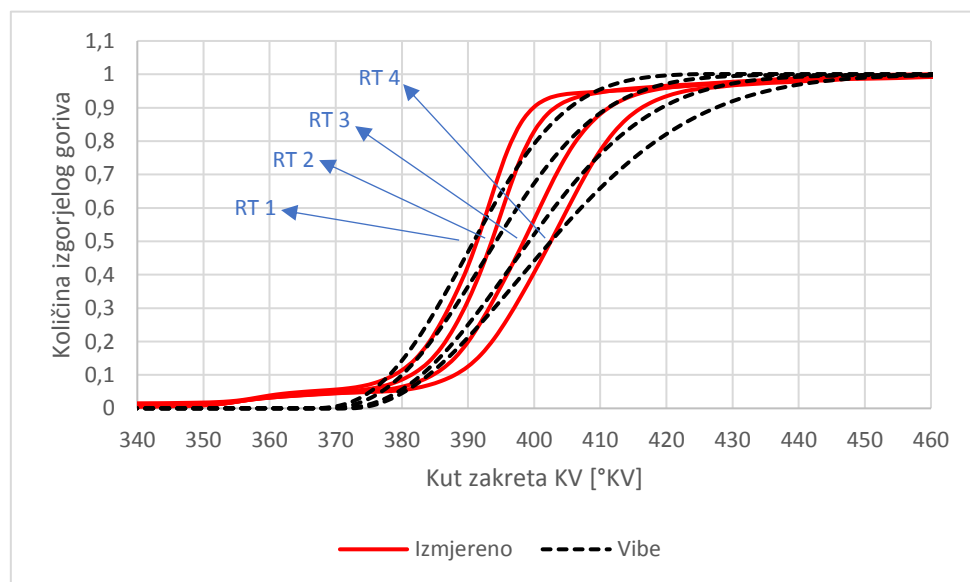


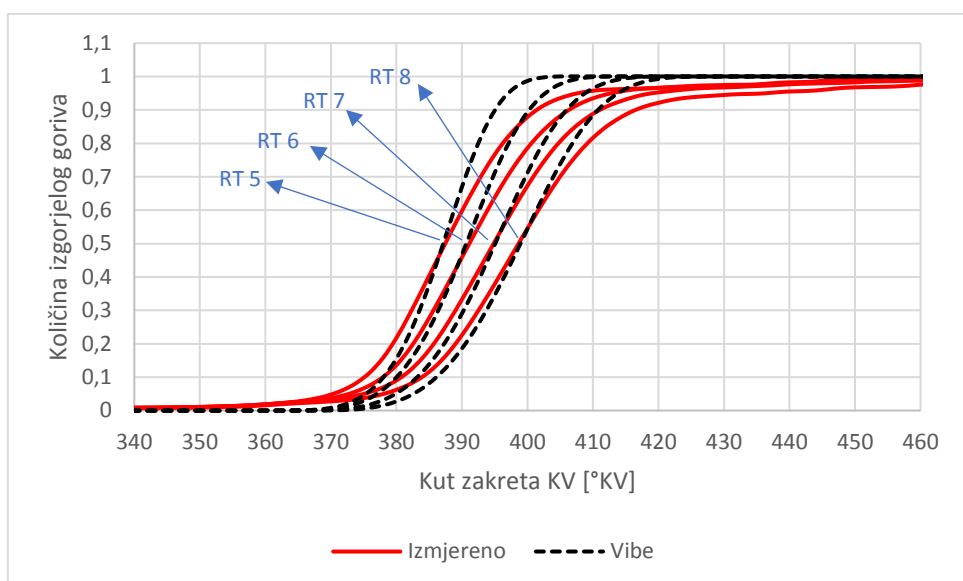
Slika 17. Integrirana krivulja normalizirane brzine oslobađanja topline [1]

Kalibrirane vrijednosti Vibeovih parametara izgaranja prikazane su u tablici 7. Na slikama 18., 19. i 20. prikazani su grafovi na kojima integrirane izmjerene krivulje brzine oslobađanja topline i krivulje dobivene simulacijom po Vibeovom modelu izgaranja presijecaju pravac 50% izgorenosti mase u cilindru u istom kutu, što je dokaz da je model dobro kalibriran.

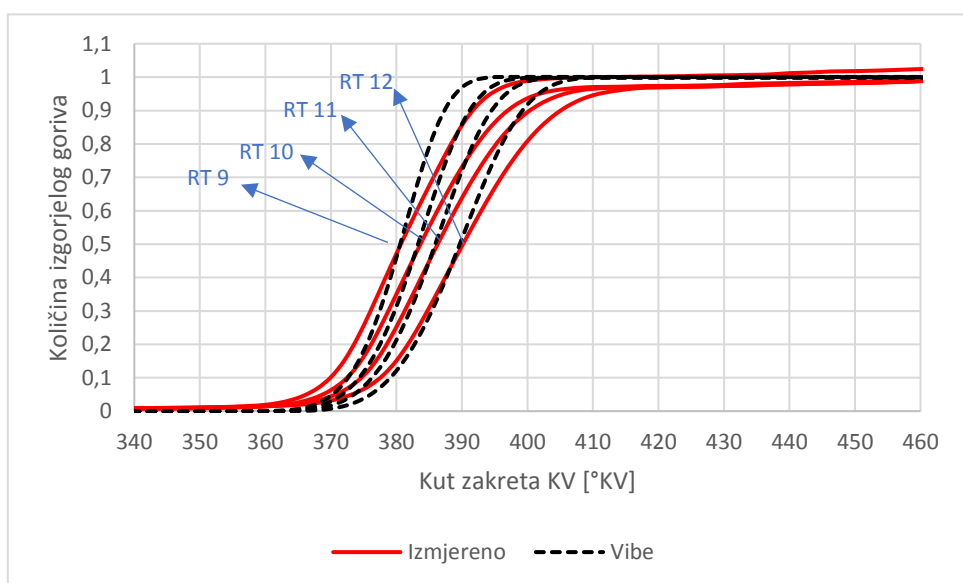
Tablica 7. Pregled parametara Vibeovog modela izgaranja

	Početak izgaranja [°KV]	Trajanje izgaranja [°KV]	Parametar m [-]
RT 1	366,02	59,98	1,6
RT 2	368,02	67,98	1,4
RT 3	370,02	78,98	1,3
RT 4	372,02	95,98	1
RT 5	358,03	45,97	4
RT 6	360,03	51,47	3,4
RT 7	362,03	56,97	3,2
RT 8	364,03	60,97	3,1
RT 9	353,04	41,96	4,5
RT 10	355,04	44,96	3,9
RT 11	357,04	46,96	3,6
RT 12	359,04	50,46	3,4

Slika 18. Usporedba normalizirane oslobođene topline za radne točke na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$



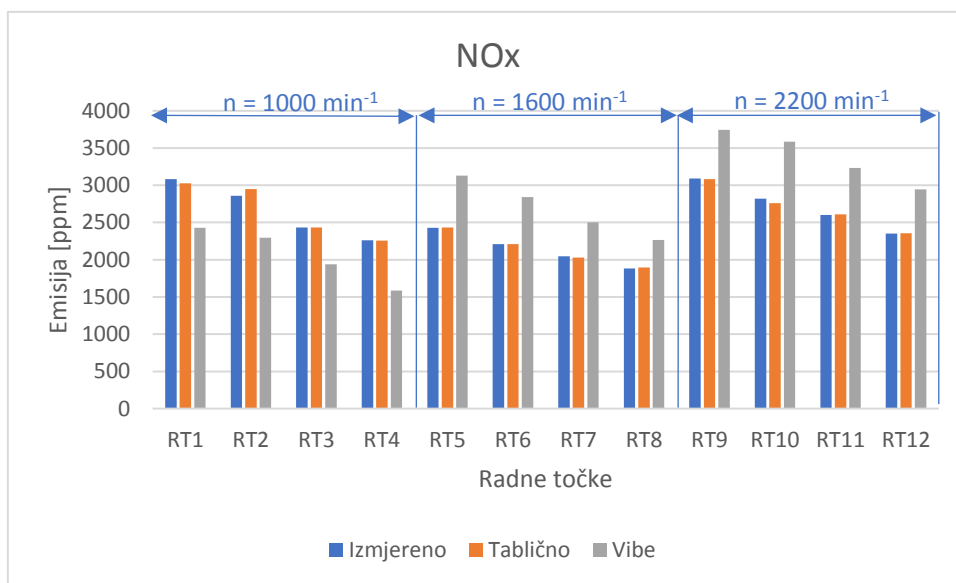
Slika 19. Usporedba normalizirane oslobođene topline za radne točke na brzini vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$



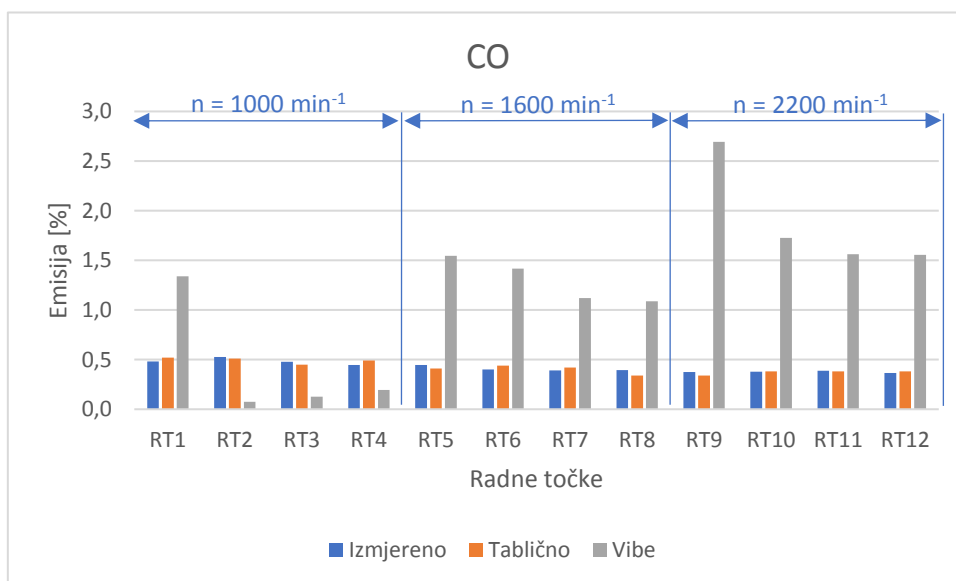
Slika 20. Usporedba normalizirane oslobođene topline za radne točke na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

6. Prikaz rezultata i rasprava

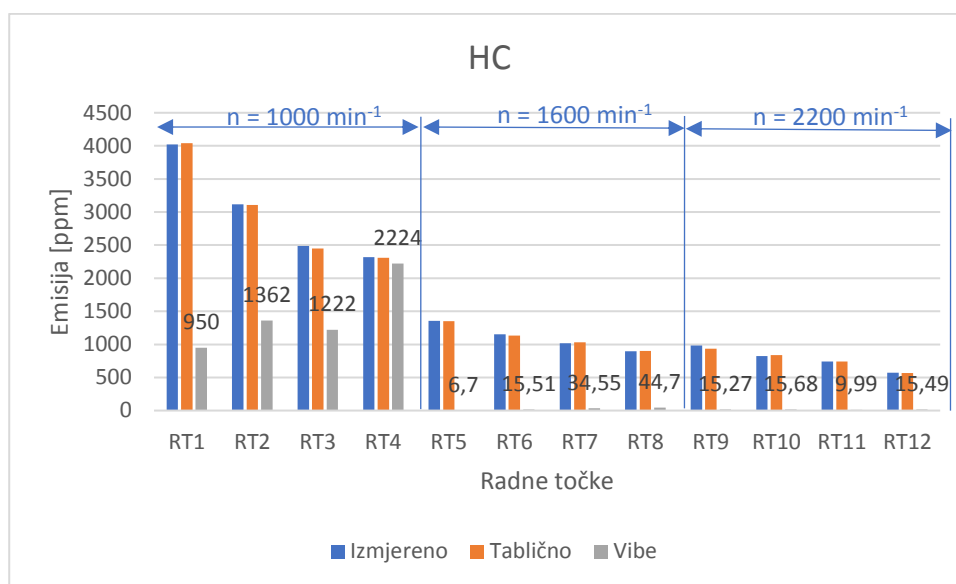
Nakon kalibracije simulacijskog modela pristupilo se simulaciji procesa izgaranja po Vibeu i usporedbi dobivenih rezultata. U dijagramima na slikama 21, 22 i 23 prikazani su rezultati emisija simulirani tabličnim i Vibeovim načinom izgaranja u usporedbi s izmjerenim rezultatima.



Slika 21. Usporedba emisija NO_x po radnim točkama

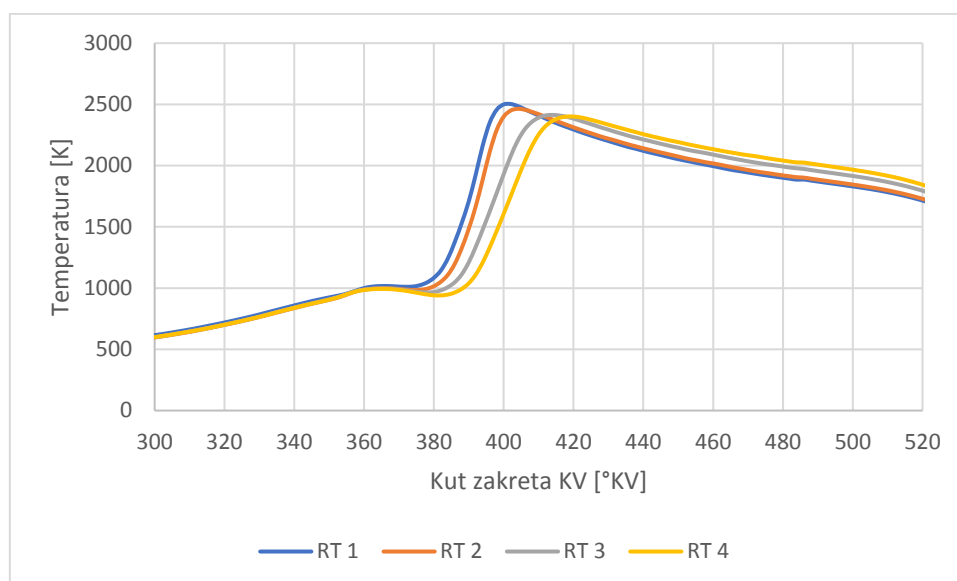


Slika 22. Usporedba emisija CO po radnim točkama



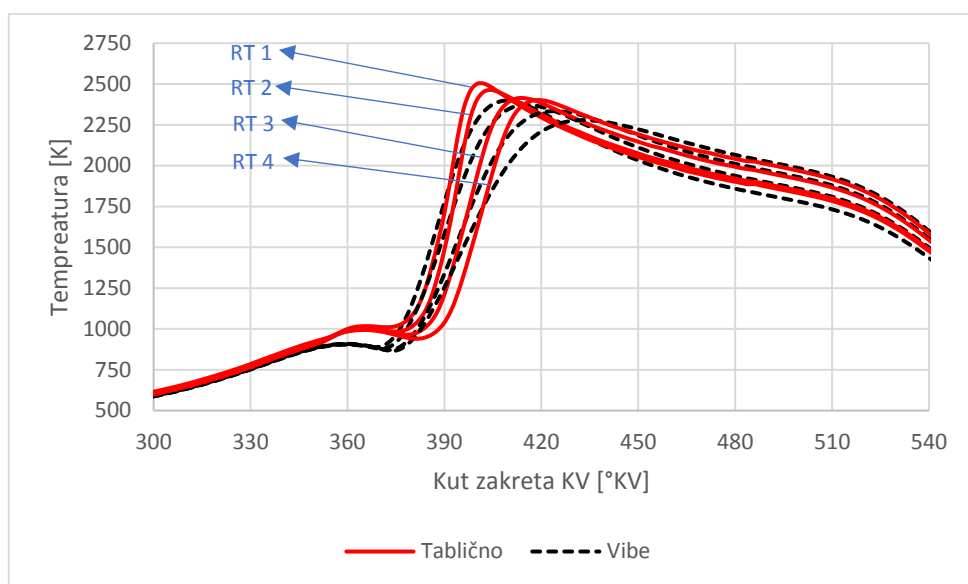
Slika 23. Usporedba emisija HC po radnim točkama

Iz priloženih dijagrama može se uočiti nekoliko trendova u koncentraciji emisija. Tako npr. emisije dušikovih oksida na istoj brzini vrtnje postupno opadaju kako se kut paljenja pomiče više u desno, tj. prema području ekspanzije (Slika 21). Pomicanjem kuta paljenja prema području ekspanzije smanjuju se vršne temperature u cilindru (Slika 24), koje su ključne za brzinu reakcija u Zeldovichevom mehanizmu opisanim na slici 4. Što je temperatura veća, reakcije se brže odvijaju i nastaje više NO_x spojeva.

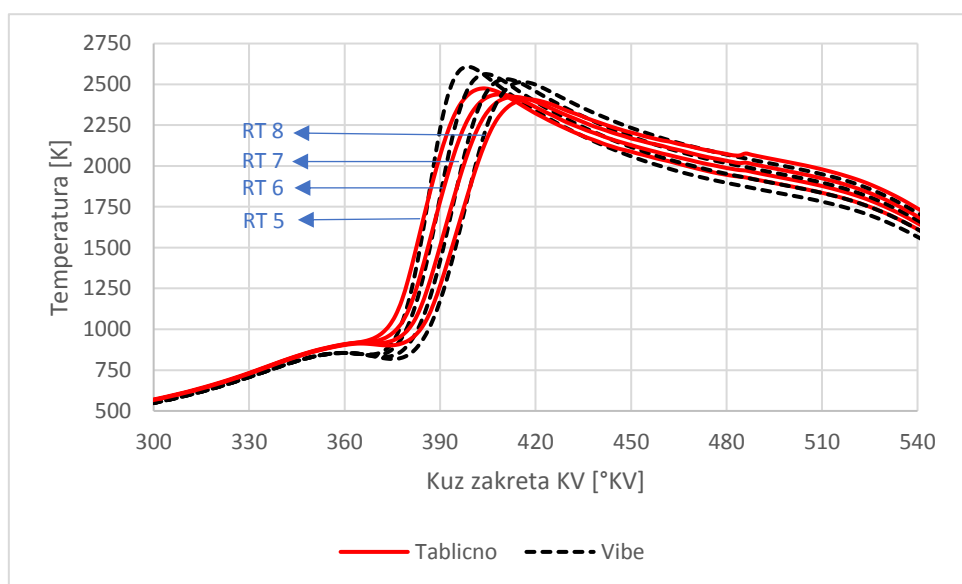


Slika 24. Simulacijske vrijednosti temperatura u cilindru u ovisnosti o kutu pretpaljenja na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

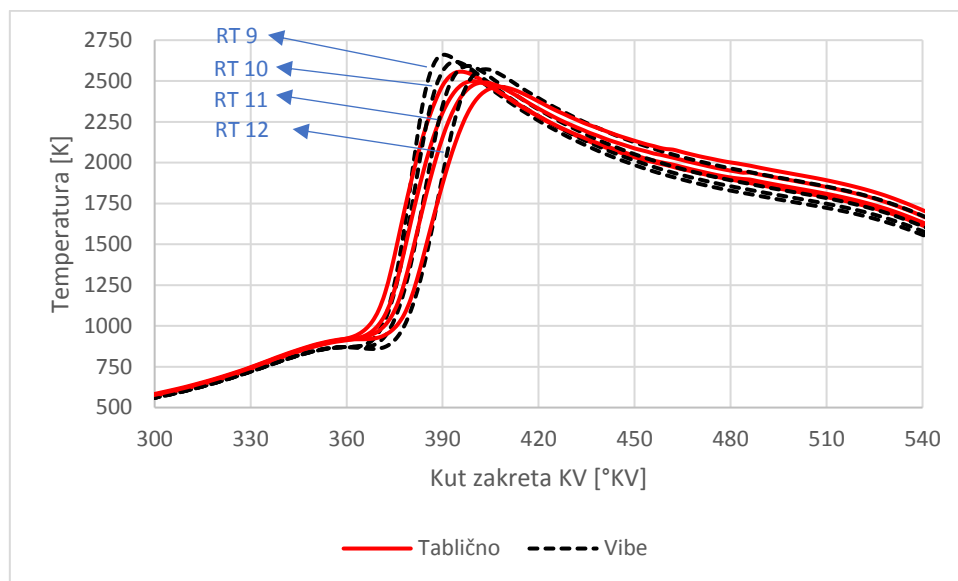
Također se primjećuju i određena odstupanja u emisiji NO_x ovisno o odabranom načinu izgaranja. Dok su koncentracije NO_x spojeva u ispušnim plinovima dobivene tabličnim modelom prilično slične izmjerenima, jer su emisijske konstante tako kalibrirane, koncentracije dobivene Vibeovim modelom izgaranja s jednakim emisijskim konstantama kao kod tabličnog modela odstupaju u svim radnim točkama. Vrijednosti emisija NO_x simulirane Vibeovim modelom izgaranja na brzini vrtnje od $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ manje su od tabličnih u svakoj radnoj točki, dok su na ostalim brzinama vrtnje veće. Razlog tome nalazimo u nižoj temperaturi u cilindru izračunatoj po Vibeovom modelu izgaranja na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ (Slika 25.). Na višim brzinama vrtnje temperatura izračunata po Vibeu viša je od tablične (Slika 26. i 27.).



Slika 25. Usporedba temperatura izračunatih tabličnim modelom izgaranja i Vibeovom funkcijom u cilindru za brzinu vrtnje $n=1000 \text{ min}^{-1}$



Slika 26. Usporedba temperatura izračunatih tabličnim modelom izgaranja i Vibeovom funkcijom u cilindru za brzinu vrtnje $n=1600 \text{ min}^{-1}$



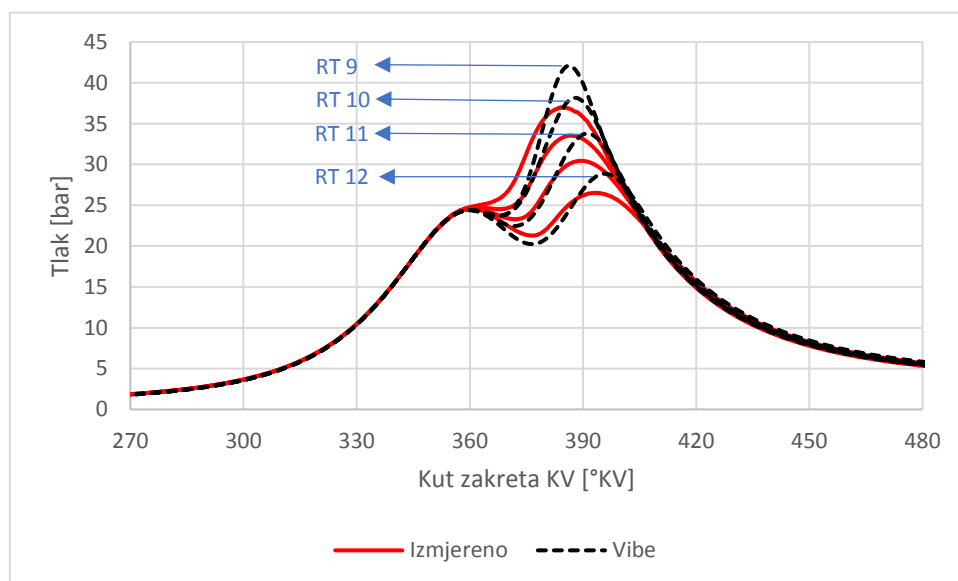
Slika 27. Usporedba temperatura izračunatih tabličnim modelom izgaranja i Vibeovom funkcijom u cilindru za brzinu vrtnje $n=2200 \text{ min}^{-1}$

Emisije ugljikovog monoksida (Slika 22.) očitane u Vibeovom modelu izgaranja značajno odstupaju od tabličnih. Razlog tome može se također tražiti u temperaturama izgaranja. Naime, na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ emisije CO po Vibeu manje su od tabličnih (osim u RT 1), dok su na ostalim brzinama vrtnje veće. To se poklapa s iznosima temperatura u cilindru, koje su po Vibeu također manje od tabličnih na brzinama vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ (Slika 25.), dok su veće na ostalim brzinama vrtnje. Kako se u izrazima za brzine reakcija nastanka CO (Slika 5.) u gornjoj jednadžbi temperatura u eksponentu nalazi u brojniku očito je ta reakcija dominantna u izračunu emisija CO.

Valja napomenuti da su emisije CO najosjetljivije na promjenu vrijednosti kalibracijskog parametra, gdje je nerijetko druga decimala vrijednosti parametra značila veliku razliku u krajnjem iznosu emisija.

Emisije neizgorenih ugljikovodika simulirane u Vibeovom modelu izgaranja, kao i emisije CO, značajno odstupaju od izmjerениh (Slika 23.). Dok izmjerene emisije padaju pomakom točke paljenja prema ekspanziji, emisije u Vibeovom modelu rastu. Osim toga, izmjerene koncentracije su u značajnom nerazmjeru sa simuliranim, pogotovo na brzinama vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ i $n = 2200 \text{ min}^{-1}$. Ovakve rezultate teško je objasniti zbog složenosti modela nastanka HC i njegova računanja. Razlog se može tražiti u jednadžbi (9) u kojoj se nalazi ugađajući parametar P (*partial burn P*) koji se koristio u kalibraciji. Za taj je parametar

tijekom kalibracije utvrđeno da najviše utječe na iznos emisija neizgorenih ugljikovodika. U jednadžbi (9) također se u eksponentu nalazi kut zakreta KV koji označavaju trenutak u kojem je izgorjelo 90% mase u cilindru što se može povezati s grafovima na slikama 18., 19. i 20. Na grafu na slici 18. vidljivo je da Vibeove krivulje na brzini vrtnje $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ znatno kasnije sijeku pravac koji označava 90% izgorene mase u cilindru u odnosu na izmjerene krivulje, što očitno značajno povećava koncentraciju HC. Na ostalim brzinama vrtnje Vibeove krivulje sijeku pravac 90% izgorenosti mase ranije od izmjerenog što rezultira značajno manjim emisijama. Čini se kako izraz (9) ima više utjecaja na koncentraciju HC od izraza (6). Iako je tlak u cilindru po Vibeu veći od izmjerenog u svakoj radnoj točki na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ (Slika 28.), što bi zbog tlaka u brojniku u izrazu (6) trebalo značiti i veću koncentraciju HC, kut 90% izgorenosti mase u cilindru je ranije po Vibeu (Slika 20.) što na kraju rezultira manjom emisijom. Isto vrijedi i za ostale brzine vrtnje.



Slika 28. Usporedba tlaka u cilindru za radne točke na brzini vrtnje $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

7. ZAKLJUČAK

U okviru ovog završnog rada provedene su numeričke simulacije rada eksperimentalnog Ottovog motora pogonjenog benzinom. Kalibracijska parametara simulacijskog modela motora u programskom paketu AVL BOOST provedena je usporedbom izmjerenih rezultata tlaka u cilindru motora te emisija ispušnih plinova. Razmatrano je ukupno 12 radnih točaka motora sa stehiometrijskim omjerom zraka i goriva koje se razlikuju po brzinama vrtnje (1000 min^{-1} , 1600 min^{-1} i 2200 min^{-1}) i trenutcima preskakanja električne iskre. U svrhu kalibracije emisijskih modela za dušikove okside, ugljikov monoksid i neizgorjele ugljikovodike korišten je tablični dvozonski model izgaranja koji koristi brzinu oslobađanja topline izračunatu na osnovu srednjeg profila tlaka u cilindru motora. Nakon kalibracije emisijskih parametara primijenjen je dvozonski model izgaranja koji koristi Vibe-ovu funkciju za izračun brzine izgaranja goriva. Pri tome su Vibe-ovi parametri (početak izgaranja, duljina izgaranja i parametar oblika) određeni iz analize eksperimentalno definiranih normaliziranih oslobođenih toplina za svaku radnu točku motora.

Pregledom emisijskih kalibracijskih parametara danih u Tablici 6. može se uočiti da je vrlo mala promjena kalibracijskog parametra za dušikove okside i kreće se u rasponu 0.8 – 0.98 za razmatrane radne točke motora. Za emisije ugljikovog monoksida i neizgorjelih ugljikovodika kalibracijski parametri značajno rastu kako se primjenjuje ranije točka paljenja. Može se uočiti kako je parametar za izračun emisije neizgorjelih ugljikovodika i za red veličine veći na istoj brzini vrtnje motora, ali za različiti trenutak paljenja smjese. Uz primjenu kalibriranih vrijednosti emisijskih parametara korišten je dvozonski model izgaranja uz primjenu Vibe-ove funkcije te su rezultati međusobno uspoređeni. Uočena su znatna odstupanja u emisiji svih mjenjenih ispušnih plinova, osobito neizgorenih ugljikovodika i ugljikovog monoksida, kod kojih su očitane razlike u koncentracijama i do 200 puta. Nešto bolji rezultati pokazani su za dušikove okside gdje je najveća pogreška 30% u usporedbi s izmjerenim podacima. Pokazano je da za iste radne točke različiti modeli izgaranja daju različite temperature i tlakove u cilindru, što dovodi do znatno različitih emisija. Isto tako, ovim radom pokazano je kako su realni procesi i mehanizmi nastanka ugljikovog monoksida i neizgorjelih ugljikovodika složeni te se teško mogu predvidjeti primjenom postojećih empirijskih mehanizama za proračun emisija u 0-D termodinamičkim simulacijskim modelima, posebno ako bi se nastojao primijeniti jedinstveni skup konstanti za razmatrane radne točke motora.

LITERATURA

- [1] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D., *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Skripta, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [2] AVL BOOST *Theory*, 2010.
- [3] Perini F., Paltrinieri F., Mattarelli E., *A quasi-dimensional combustion model for performance and emissions of SI engines running on hydrogen–methane blends*, International journal of hydrogen energy 35, 2010.
- [4] Bozza F., Gimelli A., Senatore A., *A Theoretical Comparison of Various VVA Systems for Performance and Emission Improvements of SI-Engines*, SAE Technical paper, 2001-01-0670, 2001.
- [5] Perini F., Paltrinieri F., Mattarelli E., *Development and Validation of Predictive Emissions Schemes for Quasi-Dimensional Combustion Models*, SAE Technical paper, 2010-01-0148, 2010.
- [6] Božić M., Vučetić A., Kozarac D., Lulić Z., *Experimental investigation on influence of EGR on combustion performance in SI Engine*, Proceedings of the European Combustion Meeting – 2017, 8th European Combustion Meeting (ECM 2017), Dubrovnik, Hrvatska, 18-21.04.2017.
- [7] AVL BOOST *Users guide*, 2010.

PRILOZI

I. CD-R disc